

# ANALIZA TECHNICZNO-EKONOMICZNYCH ZMIAN PARAMETRÓW SILNIKA - STUDIUM PRZYPADKU PRÓBA OBLICZENIA PARAMETRÓW TERMODYNAMICZNYCH PRZY ROZRUCHU SILNIKÓW O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM W OBNIŻONYCH TEMPERATURACH OTOCZENIA

## Streszczenie

W warunkach niskich temperatur zasadniczą rolę odgrywają właściwości rozruchowe silników o zapłonie samoczynnym. Jak dotychczas brak jest modeli termodynamicznych, które ujmowałyby proces rozruchu silnika o zapłonie samoczynnym, zwłaszcza w obniżonych temperaturach otoczenia na parametry termodynamiczne procesu sprężania.

Niniejszy referat stanowi fragment badań we wspomnianej tematyce. Jego zasadniczym celem było zaprezentowanie próby obliczenia parametrów termodynamicznych przy rozruchu silników o zapłonie samoczynnym w obniżonych temperaturach otoczenia.

## WSTĘP

Jednym z podstawowych rodzajów badań silników jest określenie parametrów termodynamicznych w komorze spalania w warunkach pracy. Te, bowiem parametry decydują o jakości procesu spalania, a co za tym idzie o takich cechach jak: zużycie paliwa, moc, toksyczność spalin czy właściwości rozruchowe, pogarszające się wraz z obniżeniem temperatury otoczenia.

Stan termodynamiczny czynnika gazowego określają trzy parametry: ciśnienie, temperatura i objętość [8]. Doświadczalnie stwierdzono, że pomiar ciśnienia jest najdokładniejszy. Wynika to przede wszystkim z faktu, że rozkład ciśnienia w przestrzeni pomiarowej jest w zasadzie równomierny. Pomiar temperatury jest znacznie trudniejszy i mniej pewny wskutek większej niedoskonałości przyrządów oraz nierównomiernego rozkładu temperatury w przestrzeniach pomiarowych. Objętość natomiast wyznaczana jest na drodze obliczeniowej. W celu opisanego przemiany, jakiej podlega czynnik, potrzebna jest znajomość co najmniej dwóch parametrów. Przy badaniu maszyn tłokowych są to: ciśnienie i objętość [1].

Celem pomiarów ciśnień szybkozmiennych było nie tylko ustalenie wartości ciśnienia w określonej chwili przemiany termodynamicznej lub przebiegu zjawiska, ale także badanie przebiegu zmian tego ciśnienia. Na podstawie tych zmian przeprowadza się, bowiem analizę zjawisk i procesów zachodzących w badanych przestrzeniach, umożliwiającą udoskonalenie tych procesów.

Ogromna większość opracowań dotyczących zmian parametrów termodynamicznych opiera się na pomiarach ciśnienia spalania i analizie procesu spalania dla silników o zapłonie samoczynnym (silnik o prawidłowym stanie technicznym) [2,3,4,5].

Badania przedstawione w niniejszej artykule miały na celu sprawdzenie wzorów na współczynnik przejmowania ciepła przy rozruchu do dokładnego wyznaczenia strat ładunku w funkcji położenia wału korbowego. A także ustalenie, co ma największy wpływ na ucieczkę ładunku, obliczeniowe ciśnienie maksymalne i maksymalną temperaturę w czasie rozruchu silników o zapłonie samoczynnym.

## 1. PRZEDMIOT BADAŃ

### 1.1. Komora niskich temperatur

Poddany badaniom silnik umieszczony był w komorze chłodniczej. Chłodnia wyposażona była w dwa agregaty chłodnicze. Czynnikiem chłodzącym był freon. Elektryczny układ sterowniczy zapewnił automatyczną regulację temperatury i utrzymanie w czasie prób stałej temperatury. Urządzenie rejestracyjne pozwalało rejestrować temperaturę płynu chłodniczego, oleju silnikowego, powietrza, prędkość obrotową itp. Poza tym istniała możliwość bezpośredniej obserwacji wizualnej i akustycznej silnika. Przy pomiarach przedmuchi i ciśnienia w cylindrze badany silnik napędzany był silnikiem elektrycznym.

### 1.2. Obiekt badań

Badania przeprowadzono dwukrotnie na silniku z zapłonem samoczynnym typu 359. Silniki te były montowane w samochodach ciężarowych STAR (200, 244, 266) produkowanych w FSC Starachowice. Był to silnik o wtrysku bezpośrednim z komorą spalania w denku tłoka.

#### Dane techniczne silnika 359:

– układ cylindrów	rzędowy, pionowy
– liczba cylindrów	6
– średnica cylindrów	110 mm
– skok tłoka	120 mm
– pojemność skokowa	6,842 dm <sup>3</sup>
– stopień sprężania	17
– kolejność zapłonu	1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4,
– moc znamionowa	110 kW przy 46,7 s <sup>-1</sup> (150 KM przy 2800 min <sup>-1</sup> )
– moment obrotowy	440 Nm przy 30-36,87 s <sup>-1</sup> (44 kGm przy 1800-2200 min <sup>-1</sup> )
– obroty biegu jałowego	8,3 s <sup>-1</sup> (500 min <sup>-1</sup> )
– obroty maksymalne	52,5 s <sup>-1</sup> (3160 min <sup>-1</sup> )
– minimalne jednostkowe zużycie paliwa	62 g/MJ (165 g/KMh)
– ciśnienie wtrysku	22-23 MPa (220-230 kG/cm <sup>2</sup> )
– statyczny kąt wyprzedzania wtrysku	0,322 ± 0,017 rad (18,5 ± 1°)
– kąt przyspieszenia wtrysku	0,192 rad (11°)1

- luz zaworów ssących i wydechowych 0,3 mm

Przed badaniem oraz po każdym cyklu rozruchu sprawdzano luzy zaworowe, kąt wyprzedzenia wtrysku, działanie wtryskiwaczy i przeprowadzano wymaganą obsługę. W czasie badań silnik był wyposażony w alternator i sprężarkę, ale pozbawiony był tłumika wydechu oraz filtra powietrza.

## 2. METODYKA PRZEPROWADZONYCH BADAŃ

Badania mikrometryczne obejmowały swoim zakresem następujące pomiary:

- gładzi cylindrowych,
- tłoków,
- pierścieni tłokowych.

Poza tym przeprowadzono ważenie pierścieni tłokowych celem sprawdzenia ubytku ich masy w wyniku zużycia. Pomiary gładzi cylindrowych wykonano średnicówką czujnikową z działką 0,001 mm. Średnicówkę skalowano za pomocą płytek wzorcowych. Ustalono osiem zakresów pomiarów odległych od górnej krawędzi cylindra:

- L<sub>1</sub> - 10 mm - odpowiadał połowie odległości pierwszego pierścienia uszczelniającego od górnej krawędzi w ZG,
- L<sub>2</sub> - 20 mm - odpowiadał położeniu pierwszego pierścienia uszczelniającego w ZG,
- L<sub>3</sub> - 35 mm - odpowiadał położeniu drugiego pierścienia uszczelniającego w ZG,
- L<sub>4</sub> - 40 mm - odpowiadał położeniu trzeciego pierścienia uszczelniającego w ZG,
- L<sub>5</sub> - 80 mm - odpowiadał połowie drogi pierwszego pierścienia uszczelniającego między punktami zwrotnymi,
- L<sub>6</sub> - 140 mm - odpowiadał położeniu pierwszego pierścienia uszczelniającego w ZK,
- L<sub>7</sub> - 235 mm - odpowiadał położeniu drugiego pierścienia uszczelniającego w ZK,
- L<sub>8</sub> - 245 mm - przekrój oddalony od dolnej krawędzi tulei cylindrowej o 5 mm.

Przeprowadzono pomiary średnic części prowadzących tłoków w płaszczyźnie prostopadłej do osi sworzni tłokowego i płaszczyźnie osi sworzni. Pomiary wykonano przy pomocy mikrometru.

W pierścieniach tłokowych zmierzono następujące wielkości:

- wysokość pierścieni,
- szerokość pierścieni,
- luz zamków po włożeniu pierścieni do cylindrów,
- sprężystość,
- luz zamków w stanie swobodnym.

Wysokość pierścieni mierzono passametrem z działką do 0,002 mm w pięciu miejscach na obwodzie. Szerokość pierścieni mierzono przy pomocy czujnika z działką do 0,001 mm w pięciu miejscach na obwodzie. Luz zamka w stanie naprężenia mierzono szczelino-mierzem, wkładając pierścień do odpowiednich cylindrów w miejscu ich górnego zwrotu. Pomiar sprężystości przeprowadzono przy zastosowaniu przyrządu działającego na zasadzie opasania pierścienia taśmą. Wielkość sił stycznych określano przez ściskanie pierścieni, aż do chwili, gdy luzy na zamkach osiągnęły wartości równe prześwitom pierścieni włożonych do cylindrów. Luzy zamków w stanie swobodnym mierzono suwmiarką.

Oprócz pomiarów mikrometrycznych, przeprowadzono ważenie pierścieni tłokowych. Pierścienie przed ważeniem oczyszczono z osadów.

Do pomiaru temperatury oleju, cieczy chłodzącej silnika i powietrza zastosowano termopary platynorod-platyna i dwunastostopniowy rejestrator temperatury.

W skład aparatury do pomiaru i rejestracji ciśnień szybkozmiennych wchodził:

- zestaw indykatora piezoelektrycznego typu RFR PM-11 składający się z:
  - czujnika piezoelektrycznego,
  - wzmacniacza sygnału ze stopniem elektromagnetycznym,
  - oscyloskopu dwustrumieniowego,
  - oscylografu pętlicowego,
  - zasilacza.

Rejestracji przebiegu ciśnień szybkozmiennych dokonano oscylografem pętlicowym na taśmie światłoczułej firmy Agfa. Prędkość przesuwu taśmy ustalono na 250 m/s, pionowy znacznik czasu na 0,02 s. Blokowy schemat układu pomiarowo-rejestrującego PM-1 przedstawiono na rys.1.

Wzorcowania przetwornika dokonano przy pomocy przyrządu PDW-1. Urządzenie to umożliwiło wzorcowanie zbliżone do dynamicznego. Pomiary ciśnień szybkozmiennych przeprowadzono na szóstym cylindrze, wykorzystując do tego celu specjalnie wykonany kanał, który umożliwił umieszczenie piezoelektrycznego przetwornika ciśnienia w komorze spalania.

Silnik smarowany był olejem Selektol Special Super Plus, a chłodzony płynem Borygo. Przy pomiarach naładowanie akumulatorów rozruchowych wynosiło zawsze 75% pojemności znamionowej.

Pomiary przedmuchów i ciśnienia w cylindrze prowadzono w temperaturach otoczenia: 253, 258, 263, 273 i 293 K dla prędkości obrotowej wału korbowego: 0,83; 1,66; 2,50; 3,33; 4,16 i 5,00 s<sup>-1</sup> przy trzech stanach technicznych silnika, którym odpowiadało maksymalne sumaryczne zużycie gładzi cylindrowych: 0,000 (silnik nowy), 0,105, 0,210 mm.

W celu obliczenia teoretycznego bilansu cieplnego konieczna była znajomość teoretycznego przebiegu ciśnienia i temperatury czynnika roboczego w cylindrze podczas rozruchu. Wzory na obliczenie  $p = f(\alpha)$  i  $T = f(\alpha)$  zostały przedstawione w dalszej części pracy.

W celu rozwiązania cytowanych równań różniczkowych sporządzono program komputerowy.

Podstawę obliczeń stanowiły:

- wartość współczynnika zachowania ładunku  $\mu$  dla silnika typu 359 (sposób wyznaczania tej wielkości opisano w dalszej części pracy). Program umożliwiał aproksymację  $\mu = f(\alpha)$  wielomianem,
- dane konstrukcyjne silnika typu 359:
  - V<sub>s</sub> - objętość skokowa cylindra, m<sup>3</sup>,
  - V<sub>k</sub> - całkowita objętość komory spalania, m<sup>3</sup>,
  - $\varepsilon_M$  - współczynnik równy  $1 - \frac{V_m}{V}$  (gdzie: V<sub>m</sub> - objętość komory spalania w denku tłoka),
  - D - średnica cylindra, s - skok tłoka, St - powierzchnia denka tłoka m<sup>2</sup>,  $\lambda$  - stosunek promienia wykorbienia do długości korbowodu,  $\alpha_2$  - kąt otwarcia zaworu wylotowego,
- dane termodynamiczne powietrza  $\bar{c}_v$ ,  $\bar{c}_p$  (odpowiednio średnie ciepło właściwe powietrza przy stałej objętości i przy stałym ciśnieniu w zakresie temperatur 273-773 K), R - stała gazowa powietrza.

Obliczenia dokonano przy założeniu:

T<sub>śc</sub> = T<sub>o</sub>; ciśnienie w momencie zamknięcia zaworu ssącego przyjęto jako równe 101325 N/m<sup>2</sup>.

Obliczenia przeprowadzono dla temperatur: 253 K; 273 K; 283 K; 293 K i prędkości obrotowych wału korbowego  $n = 0,833$  s<sup>-1</sup> (50 min<sup>-1</sup>); 1,66 s<sup>-1</sup> (100 min<sup>-1</sup>); 2,50 s<sup>-1</sup> (150 min<sup>-1</sup>); 3,33 s<sup>-1</sup> (200 min<sup>-1</sup>); 4,16 s<sup>-1</sup> (250 min<sup>-1</sup>); 5,00 s<sup>-1</sup> (300 min<sup>-1</sup>). Obliczone przebiegi  $p=f(\alpha)$

zestawione w tabelarycznej postaci stanowią podstawę do obliczeń bilansu cieplnego.

W celu obliczenia przebiegu ciekaw:

$L$  - pracy absolutnej,  $\Delta u$  - zmiany energii wewnętrznej,  $Q_u$  - ciepła odprowadzonego z uciekającym ładunkiem,  $Q_{sc}$  - ciepła przejmowanego przez ścianki, też ułożono program na komputer.

### 3. PRÓBA OBLICZENIA PARAMETRÓW TERMODYNAMICZNYCH PRZY ROZRUCHU SILNIKÓW O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM W OBNIŻONYCH TEMPERATURACH OTOCZENIA

Ciśnienie i temperaturę czynnika roboczego w cylindrze przy rozruchu opisują następujące równania:

$$\frac{dp}{d\alpha} = \left( \frac{k}{\mu} \frac{d\mu}{d\alpha} - \frac{k}{V} \frac{dV}{d\alpha} \right) p - \frac{\alpha_g s}{2\pi n c_v} \left( \frac{p}{G_1 \mu} - \frac{R}{V} T_{sc} \right) \frac{N}{m^2 \text{rad}} \quad (1)$$

$$\frac{dT}{d\alpha} = \left( \frac{k-1}{\mu} \frac{d\mu}{d\alpha} - \frac{k-1}{V} \frac{dV}{d\alpha} \right) T - \frac{\alpha_g s}{2\pi n c_v G_1 \mu} (T - T_{sc}) \frac{N}{m^2 \text{rad}} \quad (2)$$

gdzie:

$p$ ,  $V$ ,  $T$  – ciśnienie,  $\frac{N}{m^2 \text{rad}}$ , objętość,  $m^3$ , temperatura,  $K$   
 czynnika roboczego w cylindrze w dowolnej chwili przemiany,  
 $k$  – wykładnik adiabaty,

$R$  – stała gazowa,  $\frac{Nm}{kgK}$ ,

$c_v$  – izochoryczne ciepło właściwe powietrza,  $\frac{kJ}{m^2 s K}$ ,

$G_1$  – masa ładunku w momencie zamknięcia zaworu ssącego,  $kg$ ,  
 $\mu$  – współczynnik zachowania ładunku (liczba bezwymiarowa, przybierająca wartość z zakresu 1-0),  
 $n$  – częstotliwość obrotów silnika,  $s^{-1}$ ,

$\alpha_g$  – współczynnik przejmowania ciepła przez ścianki,  $\frac{kJ}{m^2 s K}$ ,

$s$  – powierzchnia wymiany ciepła,  $m^2$ ,

$T_{sc}$  – temperatura ścianek,  $K$ .

Obliczeniowe wyznaczenie  $p = f(\alpha^\circ \text{ OWK})$  i  $T = f(\alpha^\circ \text{ OWK})$  wymaga znajomości wzoru na współczynnik przejmowania ciepła przez ścianki i współczynnik zachowania ładunku w dowolnej chwili przemiany.

W literaturze istnieje szereg wzorów na współczynnik przejmowania ciepła przez ścianki grupy tłokowo-cylindrowej. Wzory te zostały jednak opracowane dla częstotliwości obrotów silnika charakterystycznych dla jego normalnej pracy tj. kilkakrotnie wyższych niż ma to miejsce przy rozruchu w obniżonych temperaturach otoczenia. Dotychczasowy stan wiedzy na temat omawianego współczynnika przy rozruchu ogranicza się w zasadzie do dwóch prac [8,7]. Drugą z wymienionych wykonali w 1941 roku W. Rixmann, F. Schaub i H. Conrad. Autorzy otrzymali wartość współczynnika przejmowania ciepła 5-krotnie wyższą niż to podał W. Nusselt. Następną pracą [8] została wykonana znacznie później, bo w 1975 roku przez B. Rau. Autor tej pracy powołuje się na rozmowę z profesorem G. Woschni. Według przypuszczeń profesora ilość ciepła przejmowana przez ścianki przy rozruchu może być około 30% większa niż przy normalnej pracy silnika. B. Rau [8] zaproponował zmodyfikowanie znanego równania G. Woschni do następującej postaci (podano po przejściu na układ SI):

$$\alpha_g = 1,3 \cdot 10^{-5} \cdot D^{-0,2} p^{0,8} T^{-0,53} \left[ c_I \left( c_{sr} + c_{II} \frac{V_k}{V} \varepsilon_M c_m \right) \right]^{0,8} \frac{kJ}{m^2 s K} \quad (3)$$

gdzie:

$p$ ,  $V$ ,  $T$  – jak we wzorze (5.43) i (5.44),

$D_{sr}$  – średnica cylindra,  $m$ ,

$c_I = 2,28$

$c_{II} = 10$

$c_{sr}$  – średnia prędkość tłoka,  $\frac{m}{s}$ ,

$c_m$  – chwilowa prędkość tłoka,  $\frac{m}{s}$ ,

$V_k$  – objętość komory spalania,  $m^3$ ,

$\varepsilon_M$  – współczynnik nieckowatości komory spalania, równy:

$$\varepsilon_M = 1 - \frac{V_m}{V_k} \quad (4)$$

$V_m$  – objętość niecki komory spalania,  $m^3$ .

Wzór (5.45) różni się od oryginalnego wzoru G. Woschni o czynnik:

$$c_{II} \frac{V_k}{V} \varepsilon_M c_m$$

Średni współczynnik przejmowania ciepła w zakresie intensywnej wymiany (170-210° OWK) obliczony według wzoru (3) dla silnika badanego przez B. Rau ( $\varepsilon_M = 0,2745$ ) jest o przeszło 100 % większy niż obliczony wg wzoru G. Woschni. B. Rau [8] nie dowiódł jednak czy proponowany przez niego wzór ma ogólne zastosowanie.

Przy normalnej pracy silnika straty ładunku są małe (około 1%) i mogą być w obliczeniach pominięte. Podczas rozruchu, szczególnie w obniżonych temperaturach otoczenia, z uwagi na niską prędkość obrotową, straty ładunku przez nieszczelności w uszczelnieniu pierścieniowym są znaczne i ich pominięcie w obliczeniach jest niedopuszczalne. Wyznaczenie strat ładunku przez nieszczelności w uszczelnieniu pierścieniowym w funkcji kąтового położenia wału korbowego następcza poważne trudności. Uszczelnienie za pomocą pierścieni można rozpatrywać, jako labirynt składający się z wielu miejsc dławiących (szczelin), między którymi znajdują się komory. Przepływ ilościowy przez szczeliny opisuje równanie:

$$\frac{dG_{I/II}}{d\alpha} = A_{ef} \psi p_1 \sqrt{\frac{2}{RT_1}} \frac{1}{2\pi n} \frac{kg}{rad} \quad (5)$$

gdzie:

$\psi$  – funkcja przepływu,

$A_{ef}$  – największy efektywny przekrój przy pierścieniu,

$p$  – ciśnienie,  $\frac{N}{m^2}$ ,

$T$  – temperatura,  $K$ ,

$R, n$  – jak we wzorze (1) i (2),

indeks  $I$  – przed szczeliną, indeks  $II$  – za szczeliną.

Obliczenie strat ładunku wg wzoru (5) wymaga znajomości przebiegu  $p$  i  $T$  w cylindrze oraz  $A_{ef}$ . Wyznaczenie tej ostatniej wielkości dla rzeczywistego przypadku jest niemożliwe. Można ją wyznaczyć w oparciu o badania modelowe pomiaru ciśnień w przestrzeniach między pierścieniowych.

Autor niniejszej pracy nie dysponował odpowiednią aparaturą do wyznaczenia strat ładunku w funkcji kąтового położenia wału korbowego. Obliczenia strat ładunku oparł na pomiarach przedmuchów do skrzyni korbowej i graficznym przebiegu masy ładunku w cylindrze przy rozruchu zawartym w pracy B. Rau [8].

Pomiary przedmuchów do skrzyni korbowej przeprowadzono dla silnika typu 359. Badania przeprowadzono w zakresie temperatury 293 ... 253 K i częstotliwości obrotów silnika  $n = 0,833-5,00 s^{-1}$ .

Pomiary przedmuchów pozwalają określić sumaryczne straty ładunku w suwie sprężania i rozprężania. Do obliczeń konieczna jest znajomość współczynnika zachowania ładunku w dowolnej

chwili przemiany. Współczynnik zachowania ładunku w danej chwili przemiany liczono ze wzoru:

$$\mu = 1 - \frac{G_p}{G_{ss}} \cdot \frac{G_u}{G_{uc}} \quad (6)$$

gdzie:

$G_p$  - ilość przedmuchiów do skrzyni korbowej w jednostce czasu,  $\frac{kg}{s}$ ,

$G_{ss}$  - ilość czynnika roboczego wypełniającego objętość cylindra w jednostce czasu,  $\frac{kg}{s}$ ,

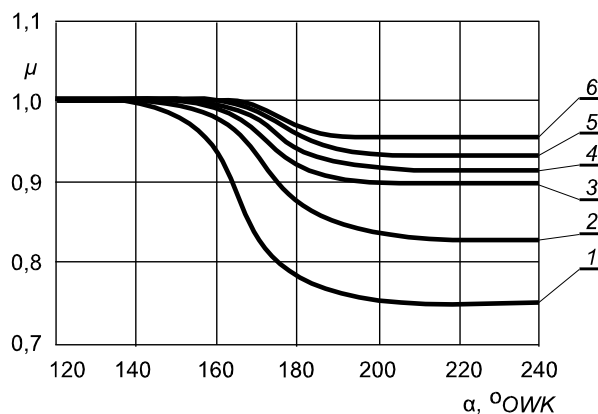
$G_u, G_{uc}$  - odpowiednio strata ładunku od momentu zamknięcia zaworu ssącego do danego położenia kąтового wału korbowego i całkowita strata masy ładunku w cylindrze od momentu zamknięcia zaworu ssącego do momentu otwarcia zaworu wydechowego obliczone w oparciu o graficzny przebieg masy ładunku w cylindrze zamieszczony w pracy B. Rau [8].

Założenie, że przebieg funkcji:

$$\frac{G_u}{G_{uc}} = f(\alpha^{\circ}OWK) \quad (7)$$

W badanym silniku typu 359 jest analogiczny jak w silniku badanym przez B. Rau, choć niewątpliwie obarczone błędem jest dopuszczalne. Geometryczny stopień sprężania w silniku badanym przez B. Rau jest zbliżony  $\epsilon_g = 17,6$  do występującego w silniku typu 359,  $\epsilon_g = 17$ . Przyjęte założenie może mieć wpływ na obliczone bezwzględne wartości ciśnień i temperatur. Istotniejszym jest jednak poznanie charakteru wpływu temperatury otoczenia i częstotliwości obrotów silnika na zmianę parametrów termodynamicznych i porównanie proponowanych w literaturze wzorów na współczynnik przyjmowania ciepła.

Na rysunku 1 przedstawiano obliczony według wzoru 3 przebieg współczynnika zachowania ładunku w funkcji kąтового położenia wału korbowego dla różnych częstotliwości obrotów silnika. Zwiększenie  $n$  z  $0,833 \text{ s}^{-1}$  do  $5,000 \text{ s}^{-1}$  powoduje zmniejszenie strat ładunku z 25% do 4%.



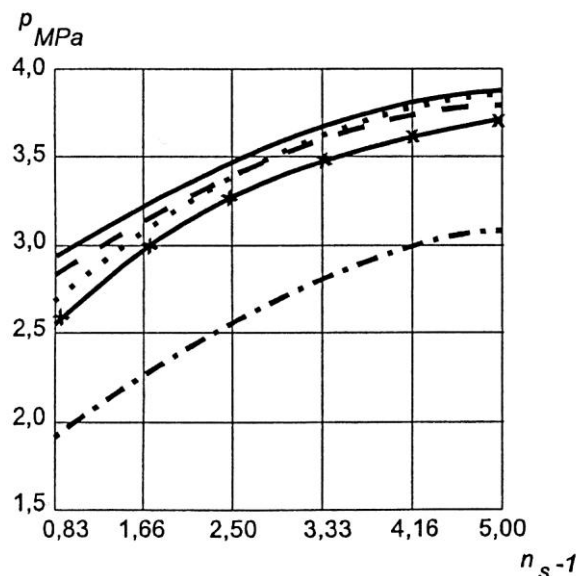
**Rys.1.** Zależność współczynnika zachowania ładunku od kąowego położenia wału korbowego dla różnych obrotów silnika  $1-0,83 \text{ s}^{-1}$ ,  $2-1,6 \text{ s}^{-1}$ ,  $3-2,50 \text{ s}^{-1}$ ,  $4-3,33 \text{ s}^{-1}$ ,  $5-4,16 \text{ s}^{-1}$ ,  $6-5,00 \text{ s}^{-1}$

Obliczenia  $p = f(\alpha^{\circ}OWK)$  i  $T = f(\alpha^{\circ}OWK)$  przeprowadzono przy zastosowaniu następujących wzorów na współczynnik ciepła przez ścianki:

- oryginalnego wzoru G. Woschni,
- wzoru G. Woschni x 1,3,
- wzoru B. Rau,

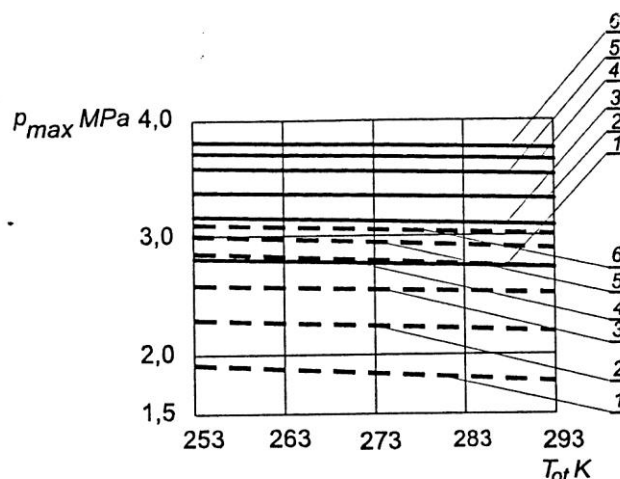
- oryginalnego wzoru W. Nusselt'a,
- wzoru W. Nusselt'a x 5.

W celu rozwiązania równań różniczkowych (1) i (2) ułożono program komputerowy. Ograniczono się do przedstawienia tylko niektórych wykresów



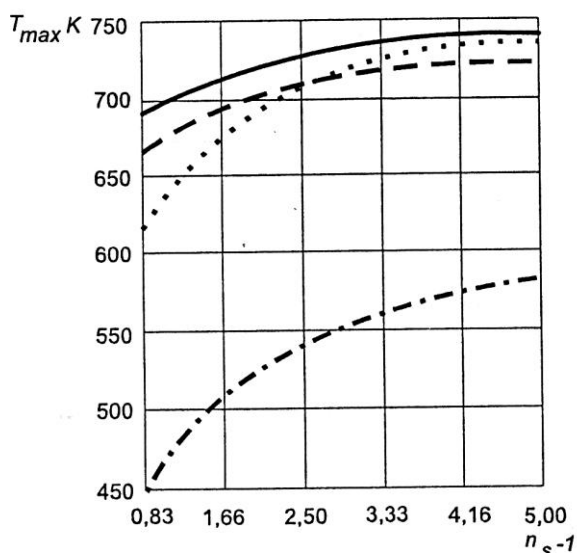
**Rys. 2.** Zależność obliczonych ciśnień maksymalnych od częstotliwości obrotów silnika przy temperaturze otoczenia  $T = 273 \text{ K}$

- wg wzoru G.Woschni
- - - wg wzoru G.Woschni x 1,3
- ..... wg wzoru W.Nusselt'a
- . - . wg wzoru w.Nusselt'a x 5



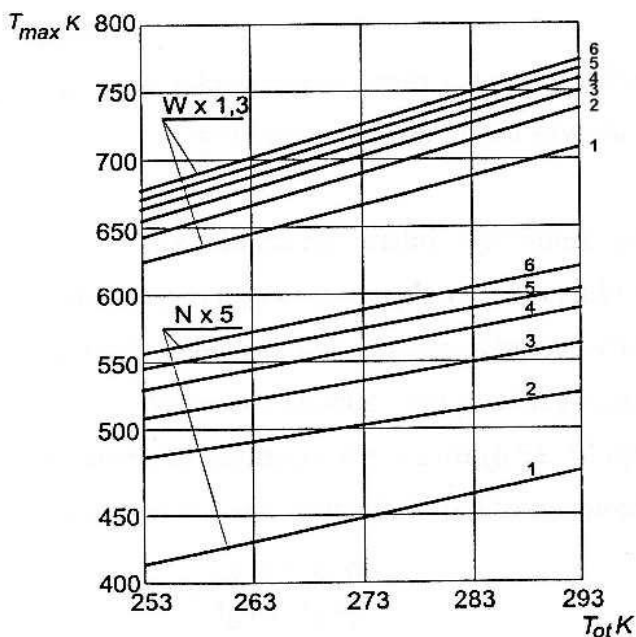
**Rys. 3.** Zależność obliczonych ciśnień maksymalnych od temperatury otoczenia dla różnych częstotliwości obrotów silnika  $1-0,83 \text{ s}^{-1}$ ,  $2-1,6 \text{ s}^{-1}$ ,  $3-2,50 \text{ s}^{-1}$ ,  $4-3,33 \text{ s}^{-1}$ ,  $5-4,16 \text{ s}^{-1}$ ,  $6-5,00 \text{ s}^{-1}$

- wg wzoru G.Woschni x 1,3
- - - wg wzoru w.Nusselt'a x 5



**Rys. 4.** Zależność obliczonych temperatur maksymalnych od częstotliwości obrotów silnika przy temperaturze otoczenia  $T = 273\text{ K}$

- wg wzoru G. Woschni
- - - wg wzoru G. Woschni x 1,3
- ..... wg wzoru W. Nusselt'a
- . - . wg wzoru W. Nusselt'a x 5



**Rys. 5.** Zależność maksymalnych temperatur od temperatury otoczenia dla różnych częstotliwości obrotów silnika 1-0,83 s<sup>-1</sup>, 2-1,66 s<sup>-1</sup>, 3-2,50 s<sup>-1</sup>, 4-3,33 s<sup>-1</sup>, 5-4,16 s<sup>-1</sup>, 6-5,00 s<sup>-1</sup>

- W x 1,3 wg wzoru G. Woschni x 1,3
- N x 5 wg wzoru W. Nusselt'a x 5

## WNIOSKI

Przeprowadzone obliczenia pozwalają ustalić, że największy wpływ na ucieczkę ładunku i ciśnienie maksymalne ma częstotliwość obrotów silnika. Maksymalna temperatura natomiast zależy od częstotliwości obrotów silnika i w istotny sposób od temperatury otoczenia. Z tym zastrzeżeniem że kompleksową analizę rozruchu silników z zapłonem samoczynnym będzie można przeprowadzić po obliczeniu bilansów cieplnych do najważniejszych wniosków z przeprowadzonych badań można zaliczyć:

- wartości maksymalnych ciśnień (rys.3) i maksymalnych temperatur (rys.5) w istotny sposób zależą od przyjętego wzoru na współczynnik przejmowania ciepła przez ścianki. Najwyższe wartości  $p$  i  $T$  otrzymuje się przy zastosowaniu oryginalnego wzoru G. Woschni, najniższe – W. Nusselt'a x 5,
- zwiększenie współczynnika przejmowania ciepła G. Woschni o 30% powoduje spadek ciśnień maksymalnych o około 0,1 MPa i temperatur maksymalnych o około 20 K,
- ciśnienie maksymalne i maksymalne temperatury obliczone według wzoru (3) B. Rau praktycznie pokrywają się z wynikami otrzymanymi przy zastosowaniu wzoru G. Woschni x 1,3. B. Rau otrzymał wartości współczynnika przejmowania ciepła o przeszło 100% wyższe niż wynika to z oryginalnego wzoru G. Woschni. Jednak w silniku badanym przez B. Rau,  $\epsilon M$  był około 80% większy ( $\epsilon M = 0,2745$ ) niż w badanym silniku typu 359 ( $\epsilon M = 0,151$ ),
- ciśnienie maksymalne i temperatury maksymalne obliczone według oryginalnego wzoru W. Nusselt'a są niższe o około 0,25 MPa (8%) i około 75 K (11%) niż obliczone według oryginalnego wzoru G. Woschni. Różnica ta jednak w miarę wzrostu  $n$  zmniejsza się i przy  $n = 5,00\text{ s}^{-1}$  praktycznie już nie występuje,
- wpływ częstotliwości obrotów silnika ma wartość maksymalnych ciśnień i maksymalnych temperatur jest największy w zakresie  $n = 0,83-2,50\text{ s}^{-1}$ . Dalsze zwiększenie  $n$  powoduje już nieznaczny wzrost  $p_{max}$  i  $T_{max}$ . Taki przebieg znajduje potwierdzenia w badaniach doświadczalnych. Należy to wyjaśnić tendencją do stabilizacji ucieczki ładunku i wymiany ciepła,
- maksymalne ciśnienia wyznaczone na drodze doświadczalnej dla silnika typu 359 są niższe o około 15-5% (wyższa wartość dla niższych  $n$ ) od otrzymanych przy zastosowaniu oryginalnego wzoru G. Woschni i około 6% niższe niż obliczane według oryginalnego wzoru W. Nusselt'a. Ciśnienia obliczone przy zastosowaniu wzoru Nusselt'a x 5 są znacznie niższe (o około 70-17%) od wyznaczonych doświadczalnie,
- obniżenie temperatury otoczenia z 293 K do 253 K (bez względu na zastosowany do obliczeń wzór) powoduje nieznaczny wzrost ciśnień maksymalnych (rys. 4). Badania przeprowadzone dla silnika typu 359 potwierdzają taką tendencję. Należy to wyjaśnić wzrostem masowego napelnienia cylindra, obniżenie temperatury otoczenia o 1 K powoduje spadek temperatur maksymalnych o około 2,5 K w przypadku wzoru G. Woschni i jego modyfikacji, o około 1,5 K w przypadku wzoru Nusselt'a i jego modyfikacji (rys. 5). Z badań doświadczalnych W. E. Meyer'a i J. J. DeCarolis'a [7] wynika, że obniżenie temperatury otoczenia o 1 K powoduje obniżenie temperatury maksymalnej o 2 K.

## BIBLIOGRAFIA

1. Annand W. J. D., Pinfold D.: Heat Transfer in the Cylinder of a Motored Reciprocating. SAE Techn. Pap. Ser. 1980, nr 800457.
2. Aršinov V. D.: K voprosu povyšeniya dolgovečnosti gilz cillindrov i poršnovych kolec dvigatelej JaMZ. Avtomobilnaja Promyšlennost nr 2/1975,
3. Belousov J. S.: Ob iznosach pri puske chłodnoego dizelja v zimnykh usloviach. Naučnye Trudy Novosibirskogo Instituta 1979,
4. Bernhardt M., Dobrzyński St., Loth E.: Silniki samochodowe. WKiŁ, Warszawa 1978.
5. Bohuszewicz W., Turczyński L.: Eksploatacja samochodów w niskich temperaturach. WPT nr 10/1987.
6. Masuda T.; Experiment on the Rate Blow-by in Spark Ignition Engines. Bulletin of JSME nr 9/1970.

7. Meyer W. E., DeCorolis J.J.: Compression Temperatures in Diesel Engines Under Conditions. SAE Transactions 1962, Vol. 70.
8. Rau B.: Versuche zur Thermodynamik und Gemischbildung beim Kaltstart eines Direkteinspritzten Viertakt - Dieselmotors. Dissertation, Technischen Universität Hannover, 1975.

## **ANALYSIS OF ECONOMIC CHANGES OF PARAMETERS OF THE ENGINE- OF THE CASE STUDY ATTEMPT TO CALCULATE THERMODYNAMIC PARAMETERS AT THE START-UP OF ENGINES ABOUT THE SELFIGNITION IN LOWERED ENVIRONMENTAL TEMPERATURES**

### *Abstract*

*In conditions of low temperatures starting properties of engines are playing the crucial role about the self-ignition. So far thermodynamic models which would capture the process of the warming up the engine about the self-ignition, are missing especially in lowered environmental temperatures to thermodynamic parameters of the process of the prestressing.*

*This paper constitutes the fragment of examinations in the recalled subject matter. Presenting the attempt to calculate thermodynamic parameters at the start-up of engines about the self-ignition in lowered environmental temperatures was his crucial objective.*

Autorzy:

**Wojciech Lewicki** - Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie, Wydział Ekonomiczny; 71-210 Szczecin; ul. Żołnierska 47. Tel: + 48 91 449 69 00, Fax: + 48 91 449 69 50, Wojciech.Lewicki@zut.edu.pl

**Jan Lewicki**